

О.О. ЛАРИН, К.Є. ПОТОПАЛЬСЬКА, А.Д. ЧЕТВЕРІКОВА

**АНАЛІЗ ЗАЛИШКОВОЇ МІЦНОСТІ КОРПУСУ ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСУ
ВЕЛИКОЇ ПОТУЖНОСТІ З УРАХУВАННЯМ ЕФЕКТУ КОРОЗІЙНОГО ЗНОШЕННЯ
ЙОГО ЕЛЕМЕНТІВ ПІД ЧАС ТРИВАЛОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ**

У даній статті була проведено дослідження для визначення залишкової міцності відцентрового насоса, що працює в понад проектний термін експлуатації в лінії насосів енергоблока АЕС. Оцінка статичної міцності проводилась для основного експлуатаційного режиму роботи насоса (при нормальних умовах експлуатації). Проведено розрахунки для отримання параметрів НДС з яких визначено вплив рівню стоншення стінки корпусу насоса на виникаючі еквівалентні напруження, з використанням розроблених розрахункових тривимірних СЕ-моделей, які враховують фактичну геометрію деталей насоса і прогноз її можливої зміни на період продовженого ресурсу. Відповідні дослідження проведено в рамках чисельного комп'ютерного моделювання на основі методу скінченних елементів з використанням сучасних програмних комплексів.

Ключові слова: корозійне зношення, відцентровий насос, енергетичне обладнання, залишкова міцність.

А.А. ЛАРИН, К.Е. ПОТОПАЛЬСКАЯ, А.Д. ЧЕТВЕРИКОВА

**АНАЛИЗ ОСТАТОЧНОЙ ПРОЧНОСТИ КОРПУСА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА
БОЛЬШОЙ МОЩНОСТИ С УЧЕТОМ ЭФФЕКТА КОРРОЗИОННОГО ИЗНОСА
ЕГО ЭЛЕМЕНТОВ ПРИ ДЛИТЕЛЬНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ**

В данной статье была проведено исследование для определения остаточной прочности центробежного насоса, работающего в сверх проектного срока эксплуатации в линии насосов энергоблока АЭС. Оценка статической прочности проводилась для основного эксплуатационного режима работы насоса (при нормальных условиях эксплуатации). Проведены расчеты для получения параметров НДС из которых определено влияние утонения стенки корпуса насоса на возникающие эквивалентные напряжения, с использованием разработанных расчетных трехмерных КЭ-моделей, которые учитывают фактическую геометрию деталей насоса и прогноз ее возможного изменения на период продленного ресурса. Соответствующие исследования проведены в рамках численного компьютерного моделирования на основе метода конечных элементов с использованием современных программных комплексов.

Ключевые слова: коррозионный износ, центробежный насос, энергетическое оборудование, остаточная прочность.

О.О. LARIN, К.Е. ПОТОПАЛЬСКА, А.Д. CHETVERIKOVA

**ANALYSIS OF THE RESIDUAL STRENGTH OF THE HIGH-CAPACITY CENTRIFUGAL PUMP
WITH TAKING INTO ACCOUNT THE EFFECT OF CORROSIVE WEAR DUE TO LONG-TERM
EXPLOITATION**

In this paper, a study was conducted to determine the residual strength of a centrifugal pump operating beyond the design lifetime of the pump unit of a NPP unit. Static strength assessment had been performed for the main operating mode of the pump (under normal operating conditions). Calculations were made to obtain the deformed state parameters, which were depend on determined the effect of the thinning of the pump housing wall on the resulting equivalent stress, using the developed calculated three-dimensional CE models, which take into account the actual geometry of the pump parts and the forecast of its possible change for the extended life period. To study the deformed state at the pump in normal operating conditions had been taken into account the pre-stressed state from tightening the pump caps and the uneven temperature distribution across the housing wall and the covers, as well as the uneven distribution of internal pressure, that is, a linearly distributed pressure from the inlet pipe to the pressure head. With increasing corrosion inside the housing, the stress is increased while on the paw it is decreased. The stresses are distributed evenly and monotonically across the points selected for analysis. The relevant studies have been conducted in the framework of numerical computer modeling based on the finite element method using modern software systems.

Keywords: life-time, corrosion wear, reliability, power engineering equipment, residual strength.

Вступ. В основі енергоефективності та енергетичної безпеки України знаходяться питання, які пов'язані із транспортуванням енергоносіїв. Важливими елементами системи, що відіграють значну роль у забезпеченні потреб кінцевого споживача є супровідні енергетичні машини, зокрема відцентрові насоси [1-5]. В експлуатації дані конструкції зазнають суттєвих циклічних перевантажень, а також відчувають дію агресивного середовища, що за певний час експлуата-

ції призводить до ерозійно-корозійного зносу корпусних деталей. Несвоєчасна діагностика поточного стану конструкторів може стати причиною виникнення аварійних ситуацій, екологічних катастроф, завдати суттєвих споживчих збитків, а також бути загрозою життю людини. Попередження цих подій за рахунок вчасного проведення технічного обслуговування та ремонту є вкрай важливою задачею.

У даній роботі розглянуто питання оцінки зали-

шкової міцності відцентрового насоса, що працює в понад проектний термін експлуатації в лінії насосів енергоблока АЕС. Наведено результати теоретичних досліджень його напружено-деформованого стану з урахуванням зміни геометрії корпусних деталей, яка спостерігалася по закінченні проектного терміну експлуатації. Оцінка статичної міцності проводилася для основного експлуатаційного режиму роботи насоса (при нормальних умовах експлуатації).

Відповідні дослідження проведено в рамках чисельного комп'ютерного моделювання на основі методу скінченних елементів з використанням сучасних програмних комплексів. Розроблено розрахункові тривимірні СЕ-моделі, які враховують фактичну геометрію деталей насоса і прогноз її можливої зміни на період продовженого ресурсу. Зміну геометрії конструкції враховано на основі екстраполяції даних товщинометрії стінок корпусу, отриманих в процесі тривалого терміну експлуатації.

Насос, який розглядається відпрацював свій проектний ресурс. Експертна оцінка експлуатуючої організації його технічного стану показує, що має місце стоншення стінок корпусу в порівнянні з проектними значеннями. При аналізі швидкості ерозійно-корозійного зносу встановлено, що за час експлуатації товщини стінок корпусу, кришки і патрубків вони будуть стоншуватися лінійно в часі рівномірно по всьому корпусу на 1 % за 100 годин роботи.

Досвід експлуатації показує, що середнє напруження для насоса становить 20 год/рік. Виходячи з експертних оцінок швидкості стоншення стінок і оцінки середнього напруження насоса в рік прогнозовано стоншення стінок корпусних деталей.

Розрахунки на міцність виконані за технологією тривимірного СЕ-моделювання. Для адекватної оцінки НДС до кожного патрубка додані фрагменти труб довжиною 1 м з пружно підвішеними кінцями.

При СЕ дискретизації використовувалися лінійні елементи гексагональної і тетраедральної форм (рис. 1). Трубопроводи мають менш густу сітку, ніж корпусні деталі, оскільки їх напружений стан не є об'єктом дослідження – вони моделюються лише для передачі адекватних граничних умов на патрубки насоса. Фактично ці елементи потрібні для нівелювання можливих крайових ефектів поблизу насоса. Для оцінки якості побудованої моделі була проведена серія розрахунків з СЕ-сітками різної густоти. Товщини стінок корпусних деталей задані відповідно до прогнозаних даних по стоншенню.

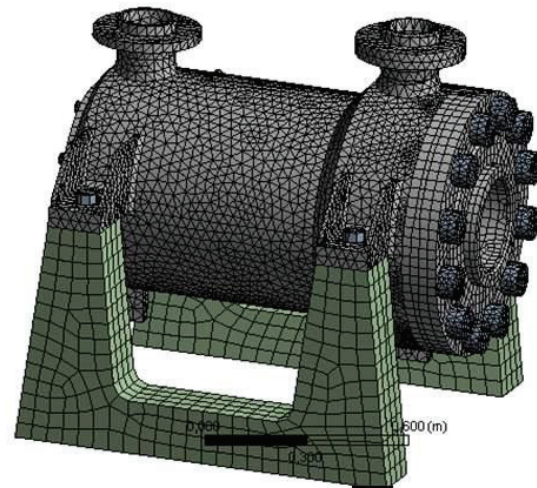
На геометричну модель була нанесена (СЕ) сітка. При цьому використовувався лінійний СЕ гексагональної і тетраедральної форм. Деталі насоса розбиті так, щоб основні конструктивні елементи мали хоча б по два елементи по товщині, усюди витримувалося співвідношення сторін СЕ з тим, щоб сітка не мала вироджених СЕ. СЕ сітка, яка використовується для розрахунків, представлена на рис. 1.

Для вибору розмірів та кількості елементів для СЕ-сітки були проведені тестові розрахунки до допустимої похибки 5 % за еквівалентними напруженнями.

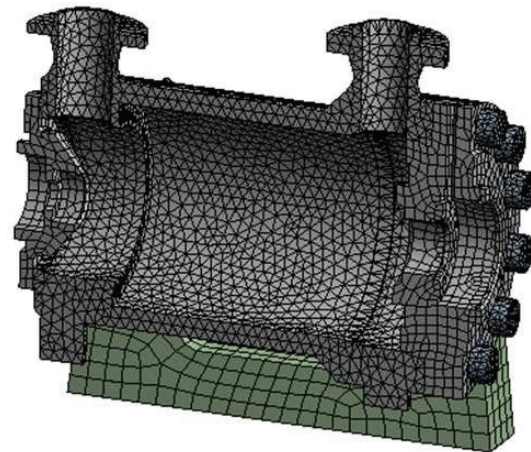
Для проведення розрахунків використовувалися

фізико-механічні характеристики матеріалів 12Х18Н10Т, 40Х, згідно ПНАЕ Г 7-002-86. При цьому використовувалися наступні граничні умови:

- жорстке закладення по опорних поверхнях лап насоса;
- обмеження можливості на радіальне стиснення по внутрішнім колам напірної і вхідної кришок;
- основа напірного і вхідного фланця в осьовому напрямку мали пружне спирання, яке моделює вплив відкинутих труб.
- об'ємна сила – сила тяжіння;
- на внутрішніх поверхнях задавався конвективний теплообмін вода – сталь (коефіцієнт тепловіддачі, $27900 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град.}$);
- на зовнішніх поверхнях задавався конвективний теплообмін сталь – повітря (коефіцієнт тепловіддачі, $5 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град.}$);
- температура навколишнього середовища приймалася 22 град.



a



б

Рисунок 1 - СЕ сітка корпусу насоса (а) (вид в розрізі горизонтальною площиною (б))

У розрахунках враховувалася наявність попереднього затягування різьбових з'єднань (рис. 2). Значення осьових зусиль для шпильок вхідної кришки і напірної становили 100 кН і 35 кН відповідно.

Таким чином, на першому етапі вирішувалося за-

вдання визначення попередньо напруженого стану, викликаного затягуванням шпильок. На рис. 3 представлено розподіл інтенсивності напружень (еквівалентні напруження за критерієм Мізеса), які формуються в насосі при цьому режимі навантаження.

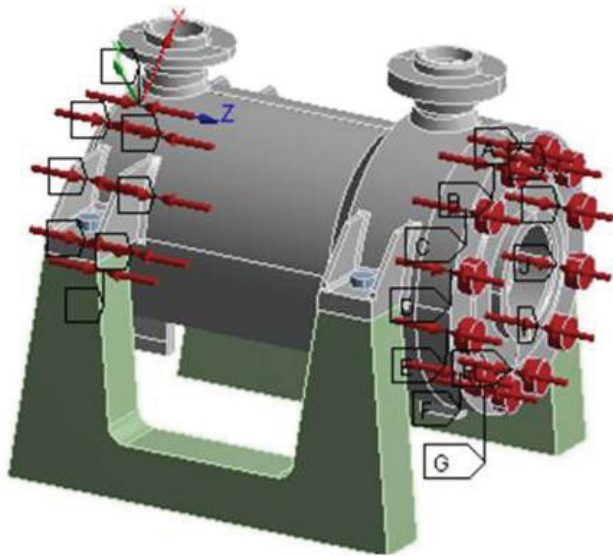


Рисунок 2 – Моделювання умов затягування різьбових з'єднань

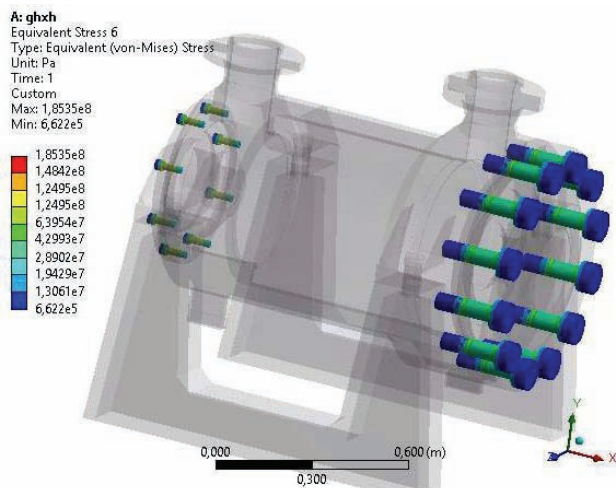


Рисунок 3 – Попереднє напружений стан шпильок, викликаний їх монтажною затягуванням

Згідно ПНАЕ Г 7-002-86 (п.3.4), номінальне напруження, що допускається для елементів обладнання і трубопроводів, навантажених внутрішнім тиском, приймають мінімальним з наступних значень [6]:

$$\sigma = \min\{R_m / 2,6; R_{0,2} / 1,5\}, \quad (1)$$

де R_m – межа міцності; $R_{0,2}$ – межа текучості.

Для болтових з'єднань

$$[\sigma]_b = R_{0,2} / 1,5, \quad (2)$$

Аналізуючи попереднє напружений стан шпильок, затягування призвело до наявності стискаючих напружень в шпильках досить істотного рівня (рівень максимальних напружень формується під гайкою і на місці входу шпильки в тіло корпусу і становить 185 МПа, що менше допустимого значення 295 МПа).

Високий рівень напружень в місцях концентрації сформувався і на кришках насоса (рис. 3), при цьому отримані напруги (72 МПа) менше номінальних допустимих напружень (131 МПа).

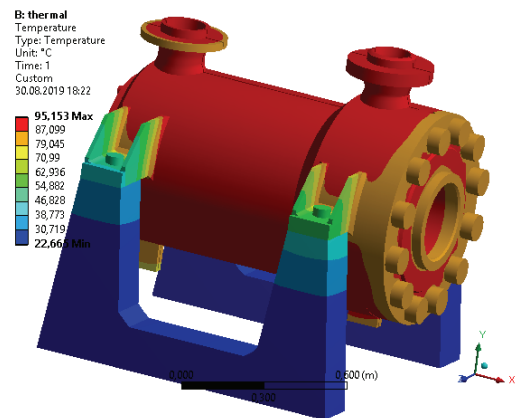


Рисунок 4 – Розподіл температури по перетину корпусу насоса при номінальній товщині стінки

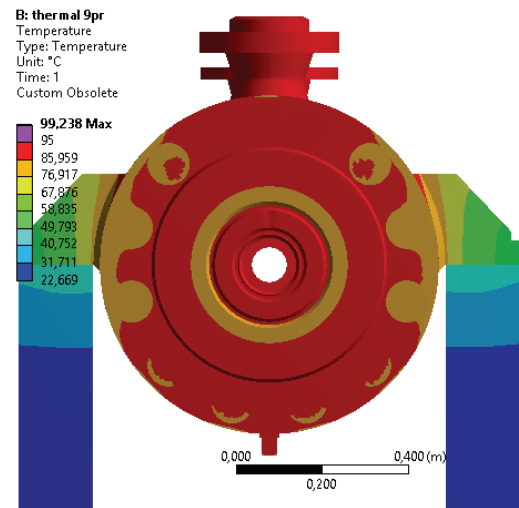


Рисунок 5 – Вплив 20% стоншення стінки корпусу насоса на розподіл температури, вид на кришку

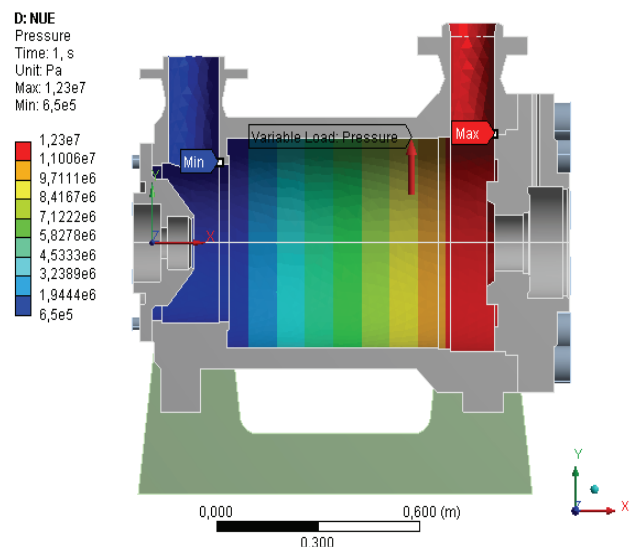


Рисунок 6 – Навантаження насоса внутрішнім тиском при NUE

Наступним розрахунком було визначення НДС при НУЕ. При НУЕ насос знаходиться в роботі з робочою рідиною, що подається під тиском і з температурою 95°C . З огляду на неоднорідність конструкції по товщині стінок, для визначення теплових навантажень попередньо вирішувалося завдання теплопровідності. Результати розрахунків при різній товщині стінки показані на рис. 4-5.

Таким чином, для вивчення НДС при НУЕ насоса враховувався попередній напружений стан від затягу-

вання шпильок кришок насоса, нерівномірний розподіл температури по стінці корпусу і кришок, а також нерівномірний розподіл внутрішнього тиску, тобто задавалося лінійно розподілений тиск від вхідного патрубка до напірної кришки (від $0,65\text{ МПа}$ до $12,3\text{ МПа}$). Розподіл тиску показано на рис. 6.

Отримані результати розподілу еквівалентних напружень при такій схемі навантаження з урахуванням впливу ерозійно-корозійного зносу (від 10% до 20% стоншення стінки) наведено на рис. 7-8.

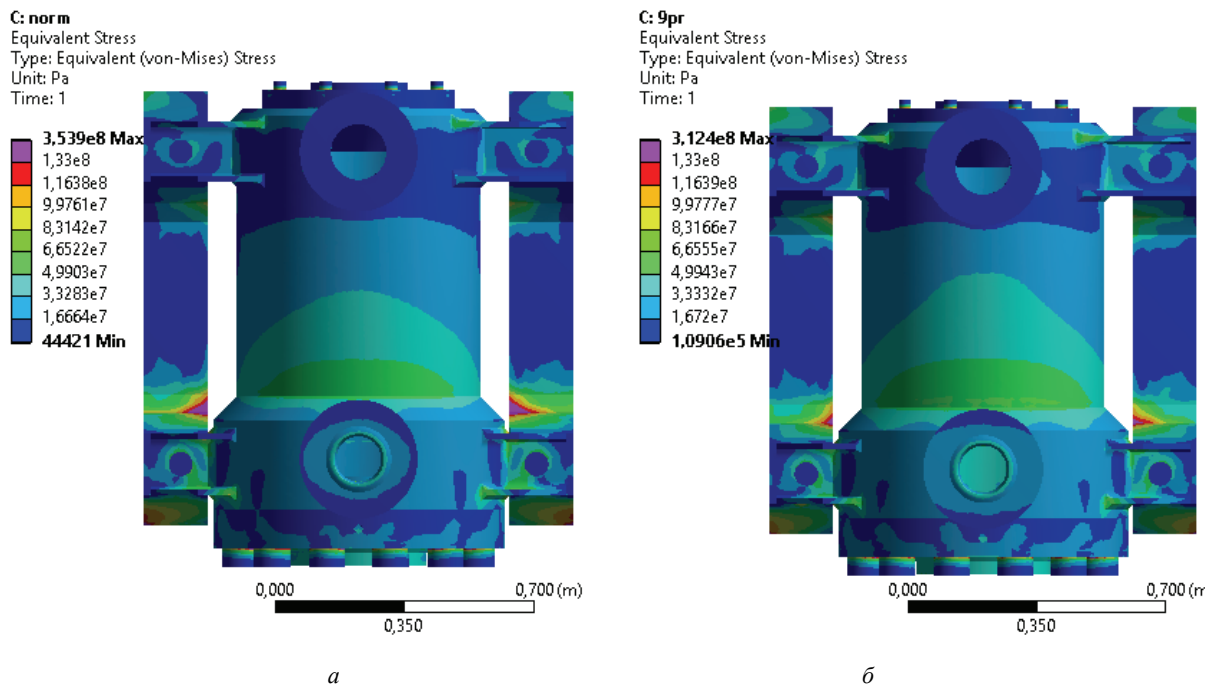


Рисунок 7 – Вплив стоншення стінки корпусу насоса
(*a* – при номінальній товщині стінки, *б* – 20 % стоншення) на розподіл еквівалентних напружень, вид зверху

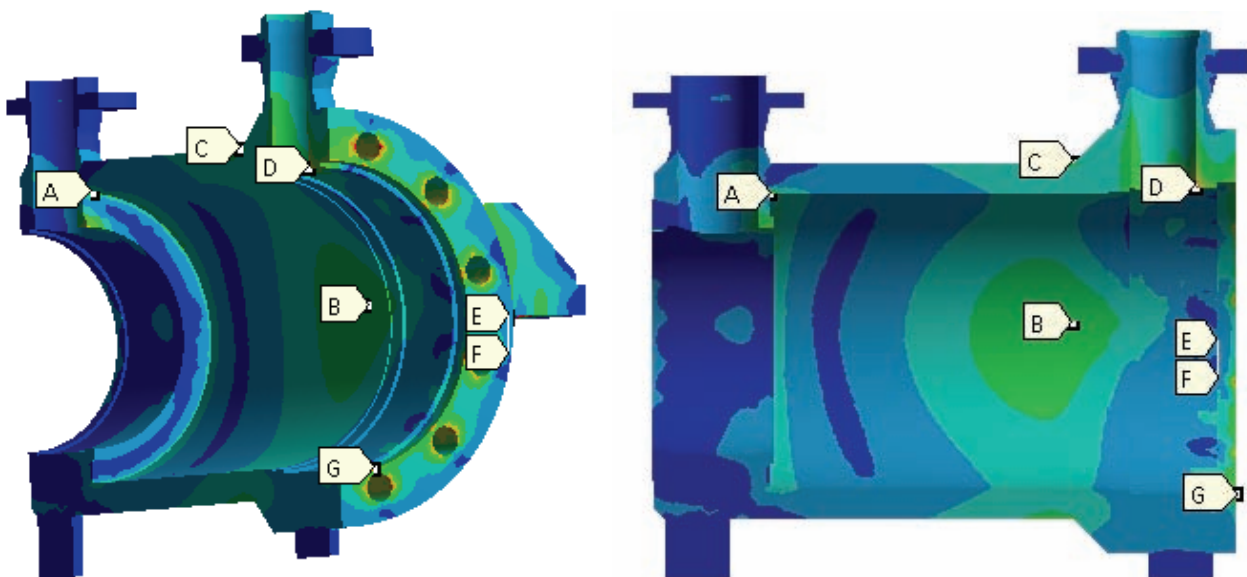


Рисунок 8 – Вибрані точки на корпусі насоса

Аналіз НДС насоса проведено окремо за компонентами для еквівалентних напружень за критерієм Мізеса у 7 перетинах на корпусі насоса, де спостеріга-

лися зони підвищених еквівалентних напружень. Це перетини:

А – корпусу у вихідного патрубка;

В – центру внутрішньої частини корпусу;
 С – з'єднання напорного патрубку з корпусом;
 D – внутрішньої поверхні напорного патрубку;
 Е – по корпусу через зварний шов лапи насоса (місце концентрації);
 F – по корпусу через зварний шов лапи насоса;
 G – місце кріплення болтових з'єднань.

Нижче приведені графіки розподілу напружень згідно з розташуванням вибраних раніше перетинів. На першому присутні перетини тільки всередині корпусу, починаючи з точки А і закінчуючи точкою D. На другому були включені всі точки з А до F.

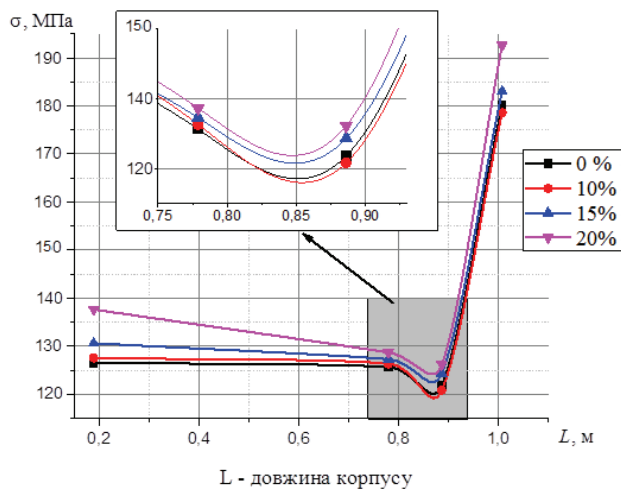


Рисунок 9 – Розподіл еквівалентних напружень по довжині корпусу при стоншення стінки

Найбільші напруження були виявлені у місцях, де знаходяться отвори для болтів, які з'єднують опори та корпус. Це пояснюється тим, що у цих місцях вра-

ховувалось попереднє натягіння. А при стонненні стінки значення еквівалентних напружень у цій зоні зменшується. Максимальні напруження в корпусі насоса сконцентровані в місці точки Е по корпусу через зварний шов лапи насоса і становлять 154 МПа при номінальних розмірах, 188 МПа при 10 відсотках стоншення стінки, 165 МПа при 15 відсотках стоншення стінки та 130 МПа при 20 відсотках стоншення стінки. Напруження розподілилися таким чином, що на лапі насоса вони почали зменшуватися. Дані значення більше допустимих напружень для НУЕ 121 МПа. Напруження в місці кріплення болтових з'єднань становили 133 МПа при номінальних розмірах, 125 МПа при 10 відсотках стоншення стінки, 136 МПа при 15 відсотках стоншення стінки та 211 МПа при 20 відсотках стоншення стінки. В даному місці напруження розподілилися таким чином, що почали збільшуватися зі збільшенням впливу корозії. Дані значення також більш допустимих напружень для НУЕ, але при 10 відсотках стоншення стінки напруження майже співпадають зі значенням границі допустимих напружень.

Нижче приведений графік розподілу напружень згідно з розташуванням вибраних раніше перетинів, на якому були включені всі точки з А до F.

Як можна побачити з графіку з плином збільшення корозії всередині корпусу напруження зростають в той час, як на лапі корпусу вони зменшуються. Напруження у перетині D та у місці біля вхідного патрубка (перетин А) при трьох відсотках корозії напруження менше за напруження при її відсутності, що добре відображає вплив попереднього зміцнення насоса до введення його в експлуатацію.

Напруження розподіляються рівномірно та монотонно в усіх вибраних для аналізу перетинах.

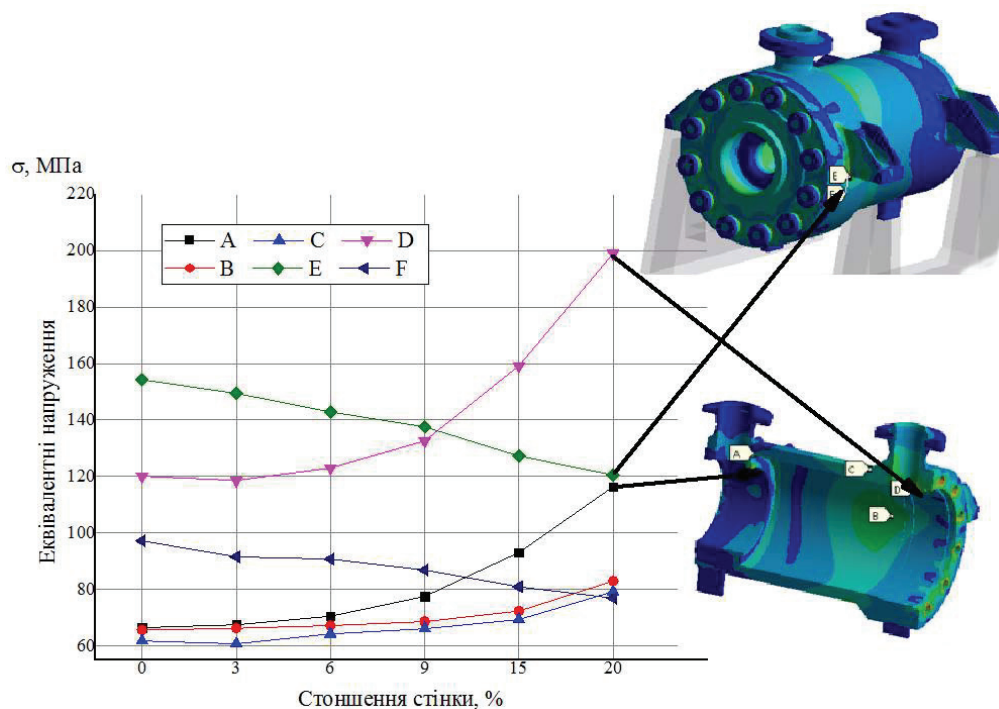


Рисунок 10 – Розподіл напружень згідно вибраних для аналізу перетинів під впливом корозії різних відсотків

Висновки. У даній статті була досліджена залишкова міцність відцентрового насосу, що працює в понад проектний термін експлуатації в лінії насосів енергоблоку АЕС.

Створено СЕ-модель відцентрового насосу та проведено розрахунки НДС з яких визначено вплив рівню стоншення стінки корпусу насоса на виникаючі еквівалентні напруження.

На основі розробленої математичної моделі отримані результати об НДС конструкції для усіх можливих рівнів стоншення стінки конструкції. Визначено зони у яких виникають мінімальні концентрації напружень.

Список літератури

1. Коньшин В.І., Франкова М.В. Техніко-економічний аналіз робіт по подовженню терміну експлуатації енергоблоку ВВЕР-440. Енергетика: економіка, технології, екологія. 2014. Vol. 5420, № 3. С. 78–83.
2. Noon A.A., Kim M.H. Erosion wear on centrifugal pump casing due to slurry flow. Wear. Elsevier, 2016. Vol. 364–365. P. 103–111.
3. Tarodiya R., Gandhi B.K. Hydraulic performance and erosive wear of centrifugal slurry pumps – A review. Powder Technol. Elsevier B.V. 2017. Vol. 305. P. 27–38.
4. Leskin S.T., Slobodchuk V.I., Shelegov A.S. Analysis of VVER-1000 main circulation pump condition in operation. Nucl. Energy Technol. Elsevier B.V. 2017. Vol. 3, № 1. P. 10–14.

P. 10–14.

5. Ларин А.А. et al. Анализ прочности насоса с целью продления его ресурса. Ядерная та радиационная безопасность. 2018. Т. 79, № 3. С. 30–35.

6. Кириллов П.Л., Богословская Г.П. Тепломассообмен в ядерных энергетических установках. Энергоатомиздат, 2000.

Bibliography (transliterated)

1. Kon'shyn V.I., Frankova M.V. Tekhniko-ekonomichnyy analiz robit po podovzheniyu terminu ekspluatatsiyi enerhobloku VVER-440. Energetika: ekonomika, tekhnolohiyi, ekolohiya. 2014. Vol. 5420, № 3. P. 78–83.
2. Noon A.A., Kim M.H. Erosion wear on centrifugal pump casing due to slurry flow. Wear. Elsevier, 2016. Vol. 364–365. P. 103–111.
3. Tarodiya R., Gandhi B.K. Hydraulic performance and erosive wear of centrifugal slurry pumps - A review. Powder Technol. Elsevier B.V. 2017. Vol. 305. P. 27–38.
4. Leskin S.T., Slobodchuk V.I., Shelegov A.S. Analysis of VVER-1000 main circulation pump condition in operation. Nucl. Energy Technol. Elsevier B.V. 2017. Vol. 3, № 1. P. 10–14.
5. Larin A.A. et al. Analiz prochnosti nasosa s cel'yu prodleniya ego resursa. Yadernaya ta radiatsionnaya bezpeka. 2018. Vol. 79, № 3. P. 30–35.
6. Kirillov P.L., Bogoslovskaya G.P. Teplomassoobmen v yadernykh energeticheskikh ustanovkakh. Energoatomizdat, 2000.

Поступила (received) 01.10.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Ларін Олексій Олександрович (Ларин Алексей Александрович, Larin Oleksiy Oleksandrovych) – доктор технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри Динаміки та міцності машин; м. Харків, Україна; e-mail: alexeya.larin@gmail.com.

Потопальська Ксенія Євгенівна (Потопальская Ксения Евгеньевна, Potopalska Ksenia Evgenievna) – старший викладач кафедри Динаміка та міцність машин, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; e-mail: ks.potopalskaya@gmail.com.

Четверікова Анастасія Дмитрівна (Четверикова Анастасия Дмитриевна, Chetverikova Anastasiya Dmitrievna) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студентка кафедри Динаміки та міцності машин; м. Харків, Україна; e-mail: anastasiyachetverikova8@gmail.com.